



Kupplungen
Clutches
Embrayages
Embragues

OPTIMIERTE KUPPLUNGS AUSLEGUNG
AUSRÜCKKRAFT UND KOMFORT

DIPL.-ING. PAUL MAUCHER

APRIL 1986

OPTIMIERTE KUPPLUNGS AUSLEGUNG

AUSRÜCKKRAFT UND KOMFORT

INHALTSANGABE

Einleitung

1. Angemessene Lebensdauer
2. Sichere Übertragung des Motordrehmoments
3. Geringe Verluste im Ausrücksystem
4. Belagfederkennlinie, Tellerfederkennlinie und Kupplungsabhub
 - 4.1 Zusammenhänge in der Kupplung
 - 4.2 Einfluß der Belagfeder- und Tellerfederkennlinie auf das Eingriffsverhalten
 - 4.3 Ausrückkraftvergleich
 - 4.4 Einfluß des Kupplungsabhubs bzw. der Hebelübersetzung in der Kupplung und der Belagfederkennlinie auf den Komfort
 - 4.5 Vergleich der gedrückten mit der gezogenen Kupplung
5. Zusammenfassung und Schlußfolgerung

OPTIMIERTE KUPPLUNGS AUSLEGUNG

Ausrückkraft und Komfort

Einleitung

Bei der Auslegung von Kupplungen sind folgende Kriterien zu beachten (Bild 1):

- angemessene Lebensdauer
- sichere Übertragung des Motordrehmoments
- geringe Verluste im Ausrücksystem
- niedrige Ausrückkraft
- gutes Trennverhalten
- stoßfreies Einkuppeln

Ein wesentlicher Gesichtspunkt ist - wie man sieht - neben Lebensdauer und Momentenübertragung der Bedienungskomfort.

In den Anfängen wurden bei entsprechend niedrigem Einkuppelkomfort in der Kraftfahrzeugkupplung Kupplungsscheiben ohne Belagfederung verwendet. Der Kupplungsabhub konnte dadurch kleiner als heute ausgeführt werden.

Zur Komfortverbesserung wurden schon bald Kupplungsscheiben mit Belagfederung eingeführt. Um weiterhin gutes Trennen der Kupplung sicherzustellen, war eine Vergrößerung des Kupplungsabhubs notwendig.

Bedingt durch immer wieder auftretende Probleme beim Trennen und Einkuppeln bestand die Tendenz, den Kupplungsabhub und die Belagfederung zu vergrößern.

Als Resultat haben wir heute vielfach sehr große Belagfederung und großen Kupplungsabhub mit dem Nachteil einer hohen Ausrückkraft.

Die hohen Ausrückkräfte vergrößern die Reibungs- und Elastizitätsverluste im Ausrücksystem und führen dadurch zu noch höheren Pedalkräften und zur Verschlechterung des Einkuppelverhaltens. So können Maßnahmen, die ursprünglich zur Erhöhung des Kupplungskomforts gedacht waren, gerade das Gegenteil bewirken.

Welche Kriterien zu einer im ganzen optimalen Kupplungsauslegung führen, wird im folgenden behandelt. Die Aussagen zur Arbeitsbelastung und Rutschsicherheit gelten dabei speziell für Pkw-Kupplungen. Die übrigen Betrachtungen dagegen sind allgemein gültig.

1. Angemessene Lebensdauer

Die Hauptbeanspruchung der Kupplung tritt bei der Anfahrt des Fahrzeuges auf. Bild 2 zeigt schematisch einen Anfahrvorgang. Die durch Drehzahldifferenz zwischen dem Motor und Getriebe erzeugte Reibarbeit wird dabei in Wärme umgesetzt. Die Kupplung muß so dimensioniert sein, daß die Reibarbeit A - bezogen auf die Belagreibfläche F -, als spez. Arbeitsbelastung 'a' bezeichnet, bestimmte Grenzwerte nicht überschreitet, um ein Überhitzen bzw. zu großen Belagverschleiß zu vermeiden.

Für die Berechnung der spez. Arbeitsbelastung wird von LuK aufgrund langjähriger Erfahrung als Motordrehzahl

bei Anfahrt in der Ebene

$$n_{\text{Mot}} = \frac{1}{6} \text{ Motordrehzahl bei } M_{d_{\text{max}}} + 1000 \text{ U/min}$$

bei Anfahrt am Berg bei 26 % Steigung

$$n_{\text{Mot}} = \frac{1}{6} \text{ Motordrehzahl bei } M_{d_{\text{max}}} + 2000 \text{ U/min}$$

zugrunde gelegt.

Für die spez. Arbeitsbelastung galten bei LuK erfahrungsgemäß bisher folgende Grenzwerte:

- Anfahrt in der Ebene: 26 Nm/cm² bis max. 32 Nm/cm².
- Anfahrt am Berg bei 26 % Steigung: max. 300 Nm/cm².

Bild 3 zeigt die spezifische Arbeitsbelastung eines repräsentativen Querschnittes von Pkw-Kupplungen für Fahrzeuge zwischen 1000 cm³ und 3000 cm³ Hubraum. Im unteren Teilbild sind die Werte bei Anfahrt in der Ebene aufgetragen. Die vorher genannten Grenzwerte 26 Nm/cm² und 32 Nm/cm² sind als gestrichelte Linie eingezeichnet.

Man sieht, daß in der Praxis die spezifische Arbeitsbelastung nicht für alle Fahrzeuge gleich ist, sondern mit dem Hubraum der Motoren ansteigt. Dabei beträgt der Mittelwert für Fahrzeuge mit 1 bis 1,2 ltr.-Motoren ca. 22,5 Nm/cm², für solche > 2,6 bis 3 ltr. ca. 32 Nm/cm². Den mittleren Verlauf zeigt die dick ausgezogene Linie.

Als Ursache hierfür gilt, daß man bei Fahrzeugen mit schwacher Motorisierung im Vergleich zu starker Motorisierung oft mit höherer Motordrehzahl anfährt und auch häufiger schaltet mit entsprechend höherer Reibarbeit der Kupplung. Außerdem ist die Verschleißreserve für kleine Kupplungen vielfach geringer.

Zur Kupplungsauslegung sind daher für die Anfahrt in der Ebene Werte für die spez. Arbeitsbelastung entsprechend der dick ausgezogenen Linie anzustreben. Nicht überschritten werden sollten die Werte entsprechend der strichpunktierten Linie.

Das obere Teilbild zeigt die Arbeitsbelastung bei Anfahrt am Berg. Die Werte liegen im wesentlichen unterhalb der Grenze von 300 Nm/cm^2 . Die mittlere Arbeitsbelastung ist hier über den gesamten Bereich nahezu konstant. Lediglich bei den drei Fahrzeuggruppen $> 1,8$ bis 2 ltr. , $2,2$ und $2,4 \text{ ltr.}$ wird der Grenzwert weit überschritten. Es handelt sich hierbei um Dieselfahrzeuge mit ungünstiger Untersetzung im Antriebsstrang und gegenüber Normalauslegung begrenzter Steigfähigkeit bzw. begrenzter zulässiger Anhängerzuglast.

2. Sichere Übertragung des Motordrehmoments

Das Motordrehmoment muß auch unter extremen Bedingungen sicher übertragen werden. Als Maßstab gilt die Rutschsicherheit, d.h. das Verhältnis zwischen dem Rutschmoment der Kupplung und dem max. Motordrehmoment. Das Rutschmoment selbst errechnet sich aus dem Reibradius, der Anpreßkraft der Kupplung und dem Reibwert der Kupplungsbeläge.

Gerechnet mit einem Reibwert von 0,27 soll die Rutschsicherheit für asbesthaltige Beläge min. 1,2 betragen. Für asbestfreie Beläge war unsere Forderung bisher min. 1,3. In Zukunft kann zumindest für einige asbestfreie Qualitäten aufgrund der vorliegenden Testergebnisse wieder mit einer Rutschsicherheit von 1,2 gerechnet werden.

In Bild 4 ist die Rutschsicherheit über dem Hubraum der Fahrzeuge aufgetragen. Der Mittelwert für die Hubraumklassen ist jeweils durch ein Kreuz markiert. Wie ersichtlich, liegt die mittlere Rutschsicherheit über 1,4. Eine Reduzierung der Rutschsicherheit und damit Senkung der Anpreßkraft bis zu 25 % wäre in vielen Fällen vorstellbar.

3. Geringe Verluste im Ausrücksystem

Das Ausrücksystem besteht aus einer Reihe von Kraftübertragungselementen wie z.B. Hebel, Lagerstellen, Bowdenzüge, Rückstellfedern, die sämtlich mehr oder weniger große Verluste durch Reibung oder Elastizität bringen.

Diese Verluste sind teilweise sehr hoch und die Auswirkung auf die Pedalkraft und den Kupplungskomfort erheblich.

Bei LuK wurden verschiedene mechanische und hydraulische Ausrücksysteme vermessen. Die Ergebnisse zeigt Bild 5.

Die Tabelle - Bildmitte - zeigt den Gesamtverlust V_{ges} , aufgeteilt in Kraftverlust V_F und Wegverlust V_S . Die ermittelten Gesamtverluste gehen bei hydraulischen Ausrücksystemen bis 40 %, bei mechanischen bis 55 %. Die Auswirkung

auf die Pedalkraft ist im Teilbild oben dargestellt. Die gestrichelte Linie zeigt den theoretischen Pedalkraftverlauf über dem Pedalweg, wie er sich rechnerisch aus der Ausrückkraft der Kupplung und der Übersetzung des Ausrücksystems ohne Verluste ergibt. Die ausgezogene Kennlinie stellt einen gemessenen Pedalkraftverlauf dar. An diesem Beispiel wird die Auswirkung der Verluste deutlich. Die gemessene Pedalkraft ist ca. 50 % und der gemessene Pedalweg ca. 40 % größer als im verlustfreien System.

In vielen Fällen ist mit vertretbarem Aufwand ein wesentlicher Verlustabbau möglich. So ergibt z.B. eine Reduzierung des Gesamtverlustes im Ausrücksystem von 50 % auf 40 % eine Pedalkraftsenkung um 20 %. Hier ist oftmals viel leichter eine Pedalkraftsenkung zu erreichen als durch Maßnahmen im Kupplungsbereich.

4. Belagfederkennlinie, Tellerfederkennlinie und Kupplungsabhub

4.1 Zusammenhänge in der Kupplung

Der Drehmomentaufbau beim Einkuppelvorgang sowie die Ausrückkraft sind abhängig von der Belagfederkennlinie, der Tellerfederkennlinie und dem Kupplungsabhub. Auf einige wesentliche Aspekte des Eingriffsverhaltens von Kupplungen wurde bereits im letzten Kupplungskolloquium unter dem Thema 'Betätigung und Eingriffsverhalten von Kfz-Trockenreibungskupplungen' eingegangen. Damals wurde vor allem der Einfluß von Reibung und Elastizitäten im Ausrücksystem auf das Einkuppelverhalten untersucht und dargestellt.

Nachfolgend sollen die Einflüsse der Belagfeder- und Tellerfederkennlinie sowie die Größe des Kupplungsabhubs auf die Ausrückkraft und den Kupplungskomfort aufgezeigt werden.

Die Funktion der Kupplung und die Zusammenhänge für die Ermittlung der Kräfte sind in Bild 6 dargestellt. Die Kupplung ist am Schwungrad befestigt. Zwischen der Druckplatte der Kupplung und der Schwungradfläche ist die Kupplungsscheibe eingespannt. Die Beläge der Kupplungsscheibe sind über Federsegmente axial abgedrückt. Die Druckplatte wird über eine Tellerfeder, die sich am Deckel abstützt, gegen die Kupplungsscheibe gedrückt. Über die Zungen der Tellerfeder läßt sich die Kupplung ausrücken.

An der Kupplung wirken im wesentlichen drei Hauptkräfte: die Belagfederkraft, die Tellerfederkraft und die Ausrückkraft. Diese drei Kräfte stehen in jedem Zustand, d.h. ausgerückt, während des Einrückvorganges und eingerückt, im Momentengleichgewicht. Es muß jeweils die Differenz von (Tellerfederkraft F_T - Belagfederkraft F_B) x Hebelarm a = Ausrückkraft F_A x Hebelarm b sein (Gleichung 1).

Daraus ergibt sich, daß die Differenz zwischen Tellerfeder- und Belagfederkraft gleich ist der Ausrückkraft, multipliziert mit dem Verhältnis der Hebelarme, d.h. mit dem Übersetzungsverhältnis der Tellerfeder in der Kupplung (Gleichung 2).

Somit bestimmen die Differenz zwischen Tellerfeder- und Belagfederkraft und das Übersetzungsverhältnis der Tellerfeder die Ausrückkraft der Kupplung (Gleichung 3).

Es bedeutet auch, daß die Belagfederkraft F_B gleich der Tellerfederkraft F_T - Ausrückkraft $F_A \times$ Hebelarm $b/$ Hebelarm a ist (Gleichung 4). Aus dieser Beziehung läßt sich während des Einkuppelvorgangs die wirksame Belagfederkraft und damit das Rutschmoment der Kupplung ermitteln.

In Bild 7 sind die Zusammenhänge anhand der Kupplungskennlinie dargestellt. Die gestrichelte Linie stellt den Verlauf der Tellerfederkraft dar. Zusätzlich ist die Belagfederkennlinie strichpunktiert eingezeichnet. Die Belagfederkennlinie muß sich im Betriebspunkt mit der Tellerfederkennlinie schneiden, da in diesem Zustand, d.h. ohne Ausrückkraft, die Tellerfederkraft gleich der Belagfederkraft sein muß. Aus der Differenz Tellerfederkraft minus Belagfederkraft ergibt sich die Ausrückkraft, multipliziert mit der Übersetzung der Kupplung, im Diagramm als ausgezogene Kurve.

Dies gilt für die Annahme, daß sämtliche andere Elemente in der Kupplung starr sind. Nur dann sind die Zusammenhänge zwischen den Kräften und den zugehörigen Wegen auf einfache Weise zu ermitteln. Aufgrund von elastischen Verformungen verschiedener Kupplungskomponenten in Verbindung mit der nicht linearen Tellerfeder- und Belagfederkennlinie werden die Zusammenhänge komplexer.

4.2 Einfluß der Belagfeder- und Tellerfederkennlinie auf das Eingriffsverhalten

An Kupplungen wurden Messungen durchgeführt mit dem Ziel, die Einflüsse der Tellerfeder- und Belagfederungskennlinie auf das Einkuppelverhalten bzw. den Rutschmomentaufbau zu ermitteln. Hierzu wurden Kupplungen mit extremen Tellerfeder- und Belagfederkennlinien verwendet.

In Bild 8 sind im Teilbild links die Kennlinien der beiden verwendeten Kupplungen dargestellt. Die Kupplung A hat eine sog. steile Kennlinie, d.h. eine relativ große Steigung im Betriebspunkt neu, die Kupplung B weist eine flache Kennlinie mit entsprechend kleiner Steigung auf. Die Verschleißreserve der Kupplung B ist dadurch, wie aus dem Diagramm zu erkennen ist, geringer als bei der Kupplung A.

Im rechten Teilbild sind unterschiedliche Belagfederungskennlinien dargestellt. Die Kupplungsscheibe 1 zeigt einen stark progressiven Verlauf mit sehr flacher Steigung am Anfang, die Kupplungsscheibe 2 hat im Gegensatz hierzu eine sehr geringe Progressivität.

Im folgenden Bild 9 ist für die Kombination beider Kupplungsscheiben 1 und 2 mit beiden Kupplungen A und B der Eingriffsverlauf bzw. Rutschmomentaufbau gegenübergestellt. Wie das Diagramm zeigt, haben die Kupplungen A und B bei gleicher Belagfederungskennlinie einen absolut gleichen Eingriffsverlauf, obwohl sie extrem unterschiedliche Tellerfederkennlinien aufweisen. Den entscheidenden Einfluß hat jeweils nur die Belagfederungskennlinie.

Es muß hieraus gefolgert werden, daß die Form der Tellerfederkennlinie, nämlich steil oder flach, praktisch keinen Einfluß auf den Rutschmomentaufbau, d.h. das Einkuppelverhalten der Kupplung hat.

4.3 Ausrückkraftvergleich

Für die in der vorhergehenden Untersuchung verwendeten Kupplungen A und B, d.h. mit sehr steiler bzw. flacher Tellerfederkennlinie, ist der Ausrückkraftverlauf in Bild 10 für die Kupplungsscheibe mit stark progressiver Kennlinie dargestellt.

Das obere Teilbild zeigt die Ausrückkraft für die neue Kupplung, das untere Teilbild die Ausrückkraft nach 1,5 mm Belagverschleiß. Die Ausrückkraft der Kupplung A mit steiler Tellerfederkennlinie ist durchgezogen, die der Kupplung B mit flacher Kennlinie gestrichelt ausgeführt.

Man sieht, daß die steile Tellerfederkennung große Vorteile für die Ausrückkraft der neuen Kupplung bringt. Im Neuzustand ist die Kupplung A mit ca. 1100 N Ausrückkraft erheblich günstiger als die Kupplung B mit etwa 1500 N. Bei Belagverschleiß steigt jedoch die Ausrückkraft der Kupplung A infolge der steileren Tellerfederkennlinie stärker an als die der Kupplung B. Nach 1,5 mm Belagverschleiß verbleibt für die Kupplung A immer noch ein geringfügiger Vorteil (siehe Diagramm unten).

Damit spricht alles für eine relativ steile Tellerfederkennlinie.

4.4 Einfluß des Kupplungsabhubes bzw. der Hebelübersetzung in der Kupplung und der Belagfederkennlinie auf den Komfort

Zur besseren Darstellung des Einflusses der Belagfeder- und Tellerfederkennlinie auf das Eingriffsverhalten und die Ausrückkraft wurden im vorhergehenden Abschnitt Kupplungen mit gleich großem Abhub verwendet.

Anhand der Momentengleichung für die Kräftebestimmung (Bild 6, Gleichung 3) wurde gezeigt, daß die Ausrückkraft der Kupplung direkt vom Hebelübersetzungsverhältnis der Kupplung abhängig ist, die Ausrückkraft also mit wachsendem Übersetzungsverhältnis abnimmt. Gleichzeitig reduziert sich der Kupplungsabhub.

Die Frage ist nun: Wie wirkt sich die Reduzierung des Kupplungsabhubes auf den Anpreßkraftanstieg und damit den Drehmomentaufbau beim Einkuppeln, d.h. auf den Kupplungskomfort aus?

Als typisches Beispiel werden zunächst zwei gedrückt ausgerückte Kupplungen K1 und K2 mit extrem unterschiedlichem Druckplattenabhub von 1,75 und 1,35 bei 7 mm Ausrückweg gegenüberstellend untersucht.

Um einen aussagefähigen Vergleich zu erhalten, wird für beide Kupplungen die gleiche Tellerfederkennlinie, wie sie in Bild 11 gezeigt ist, eingesetzt.

Bild 12 zeigt die Belagfederkennlinien der verwendeten Kupplungsscheiben mit einer Belagfederung von 1,0 mm bzw. 0,7 mm.

In Bild 7 wurde anhand der Kennlinien der Zusammenhang von Tellerfederkraft, Ausrückkraft und Belagfederkraft, die gleich der Anpreßkraft ist, aufgezeigt. Da für das Eingriffsverhalten und die Ausrückkraft nur der Bereich rechts der durch den Betriebspunkt gehenden senkrechten Linie wesentlich ist, soll nachfolgend nur auf diesen Bereich eingegangen werden.

Bisher wurden die Elastizitäten der Kupplungselemente nicht berücksichtigt.

Bild 13 zeigt das betreffende Kennlinienfeld ohne die Wirkung der Belagfederung, jedoch unter Berücksichtigung der sonstigen Elastizitäten im Kraftfluß der Kupplung. Über dem Ausrückweg ist die Ausrückkraft strichpunktiert, die wirksame Anpreßkraft gestrichelt und der Abhub der Druckplatte als durchgezogene Linie aufgetragen. Die wirksame Anpreßkraft der Druckplatte, nachfolgend kurz Anpreßkraft genannt, fällt bei Ausrückbeginn nicht schlagartig, sondern erst nach einem bestimmten Ausrückweg - im gezeigten Beispiel etwas mehr als 2 mm - auf Null ab. Hierfür sind die elastischen Verformungen in der Kupplung wie Durchbiegung der Tellerfederzungen, Federung des Kupplungsgehäuses und Elastizität in der Tellerfederlagerung verantwortlich, die wie eine lineare Belagfederung wirken. Beim Einkuppeln erfolgt also der Anpreßkraftanstieg auch ohne Belagfederung nicht schlagartig, sondern nahezu linear über einen Teil des Einrückweges. Dieser Weganteil wird um so größer, je elastischer die Kupplung wirkt. Ein weiches Einkuppelverhalten wird durch die Elastizität der Kupplung meist jedoch nicht erreicht. Man benötigt zusätzlich die progressiv belaggefederte Kupplungsscheibe.

In Bild 14 ist das Kennlinienfeld der Kupplung mit der in Bild 11 dargestellten Tellerfederkennlinie unter Berücksichtigung der Kupplungselastizität und der Wirkung der Belagfederkraft gezeigt. Die einzelnen Kennlinien sind für die neue Kupplung durchgezogen und für 1,5 mm Belagverschleiß gestrichelt gezeichnet.

Beim Ausrücken entlastet die Druckplatte die Kupplungsbeläge. Dabei fällt die Anpreßkraft, die immer gleich der Belagfederkraft ist, vom Betriebspunkt beginnend mit zunehmendem Ausrückweg gegen Null ab. Bei weiterer Wegvergrößerung, ca. ab 5 mm Ausrückweg, hebt die Druckplatte von den Kupplungsbelägen ab und bildet einen freien Lüftspalt, der gleich dem Druckplattenabhub minus Belagfederweg ist.

Wir sehen, daß der Anpreßkraftanstieg durch die Wirkung der Belagfederkraft gegenüber dem vorhergehenden Beispiel ohne Belagfederung schon sehr viel früher beginnt. Der Anstieg ist zunächst sehr flach und wächst mit zunehmendem Einrückweg progressiv. Die Kennlinien für die Anpreßkraft und den Lüftspalt zeigen für den Neuzustand und 1,5 mm Belagverschleiß einen im wesentlichen parallelen Verlauf. Sie sind durch die größeren elastischen Verformungen, bedingt durch die höheren Tellerfeder- und Ausrückkräfte bei Verschleiß, lediglich axial etwas verschoben. Die Ausrückkraft ist wegen der angenommenen steilen Tellerfederkennlinie bei Verschleiß höher als im Neuzustand.

Da die Verhältnisse zwischen Neuzustand und 1,5 mm Belagverschleiß für die Kupplungsbeispiele ähnlich sind, wird beim nachfolgenden Vergleich der Anpreßkraft und des

Lüftweges auf die Darstellung bei 1,5 mm Belagverschleiß verzichtet.

Bild 15 zeigt den Vergleich der gedrückten Kupplungsaggregate K1 und K2 unterschiedlichen Abhubes. Es hat K1 einen großen Abhub und große Belagfederung, K2 einen relativ kleinen Abhub und entsprechend kleine Belagfederung. Der Verlauf der Antriebskraft der Druckplatte auf die Kupplungs-scheibe über dem Ausrückweg und auch der Lüftspalt sind nahezu identisch, obwohl die Kupplungen im Abhub stark differieren.

Man sieht hieraus, daß bei richtiger Anpassung der Belagfederkennlinie an den Druckplattenabhub eine gleiche Einrückcharakteristik erreicht wird, unabhängig von der Größe des Abhubes, d.h. das Anfahrverhalten des Fahrzeuges hängt nicht von der Größe des Abhubes ab.

Der Vergleich der Ausrückkräfte der behandelten Kupplungen ist in Bild 16 gezeigt. Wie zu erwarten war, besitzt die gedrückte Kupplung K2 mit dem kleinen Abhub und reduzierter Belagfederung gegenüber der Kupplung K1 mit dem großen Abhub und der großen Belagfederung eine wesentlich niedrigere Ausrückkraft.

Theoretisch ist zu erwarten, daß die beiden Kupplungen ein gleichwertiges Einkuppelverhalten zeigen. Sie wurden zur Bestätigung im gleichen Fahrzeug bewertet. Für K1 lag die Pedalkraft bei 130 N und für K2 bei ca. 100 N. Das Einkuppelverhalten war in beiden Fällen gut. In der Tendenz lag aber die Kupplung K2 mit dem kleinen Abhub und kleiner Belagfederung günstiger.

Dies ist ursächlich auf die niedrigeren Kräfte und dadurch gegebenen geringeren Reibungsverluste zurückzuführen, die eine feinfühligere Betätigung der Kupplung gestatten.

4.5 Vergleich der gedrückten mit der gezogenen Kupplung

Im allgemeinen wird angenommen, daß eine gezogene Kupplung eine wesentlich günstigere Ausrückkraft hat als eine gedrückte. Deswegen wird in Bild 17 ein gezogenes Kupplungsaggregat K3 mit dem gedrückten Aggregat K2 aus dem vorhergehenden Beispiel verglichen. Beide Kupplungen haben gleichen Abhub, gleiche Tellerfeder- und gleiche Belagfederkennlinien.

Über den ersten Teil des Einkuppelwegs verläuft der Anpreßkraftanstieg bei beiden Kupplungen parallel, d.h. beide Kupplungen haben in diesem Bereich gleich gutes Einrückverhalten. Zum Ende des Einrückwegs steigt bei der gezogenen Kupplung die Anpreßkraft steiler an. Dies kann geringfügige Nachteile für die Einkuppel Eigenschaften bei fast geschlossener Kupplung zur Folge haben.

Den Vergleich der Ausrückkräfte zwischen der gezogenen Kupplung K3 und den gedrückten Kupplungen K1 und K2 zeigt Bild 18. Die gedrückte Kupplung K1 mit dem großen Abhub und großer Belagfederung hat - wie erwartet - die höchste Ausrückkraft. Wie schon in Bild 16 gezeigt, besitzt die gedrückte Kupplung K2 mit dem kleinen Abhub und reduzierter Belagfederung eine um ca. 20 % reduzierte Ausrückkraft. Die Ausrückkraft der gezogenen Kupplung K3 liegt gegenüber K2 nur um ca. 12 % niedriger.

Damit wurde nachgewiesen, daß die Größe des Kupplungsabzugs keinen Einfluß auf das Einkupplerverhalten, wohl aber auf die Ausrückkraft und den Einkupplerkomfort hat und bei richtiger Auslegung einer gedrückten Kupplung nahezu die Ausrückwerte einer gezogenen Kupplung erreicht werden.

5. Zusammenfassung und Schlußfolgerung

Im Rahmen der Arbeit wurden die wesentlichen Faktoren für die Auslegung der Kupplung, insbesondere niedrige Ausrückkraft und Einkupplerkomfort, dargestellt.

Die für die Dimensionierung der Kupplung wichtigen Größen wie Arbeitsbelastung bei der Anfahrt und Rutschsicherheit wurden für eine Vielzahl von auf dem Markt befindlichen Personenkraftwagen analysiert. Auf die teilweise großen Verluste im Ausrücksystem wurde hingewiesen.

Anhand von Berechnungen und Messungen wurde der Einfluß der Tellerfeder-, der Belagfederkennlinie und des Kupplungsabzugs sowie deren gegenseitiges Zusammenwirken analysiert. Die Resultate wurden anhand von typischen Beispielen verglichen.

Es wurde gezeigt, daß vielfach noch erhebliche Möglichkeiten zur Optimierung der Kupplung gegeben sind.

Zur Auslegung sollen nachfolgende Werte beachtet werden:

5.1 Angemessene Lebensdauer

Die spezifische Arbeitsbelastung soll folgende Grenzwerte nicht überschreiten (Bild 19):

a) Anfahrt in der Ebene:

Hubraumabhängige Grenzwerte: 22 Nm/cm^2 - 40 Nm/cm^2

b) Anfahrt am Berg bei 26 % Steigung: 300 Nm/cm^2 .

5.2 Sichere Übertragung des Motordrehmoments

Für eine sichere Übertragung des Motordrehmoments ist eine Rutschsicherheit von 1,2 erforderlich. Wesentlich höhere Werte sind zu vermeiden, um die Kräfte in der Kupplung niedrig zu halten.

5.3 Geringe Verluste im Ausrücksystem

Ausrücksysteme haben häufig hohe Verluste. Im allgemeinen kann LuK auf deren Gestaltung keinen Einfluß nehmen. Für den Automobilhersteller bestehen hier noch Reserven zur Senkung der Ausrückkraft.

5.4 Belagfederkennlinie, Tellerfederkennlinie und Kupplungsabhub

a) Belagfederkennlinie

Das Einkupplerverhalten wird im wesentlichen von der Belagfederkennlinie bestimmt. Als vorteilhaft erweisen sich Kennlinien mit stark progressivem Verlauf. Der Beginn der Belagfederkennlinie soll möglichst flach sein.

b) Tellerfederkennlinie

Der Verlauf der Tellerfederkennlinie hat keinen signifikanten Einfluß auf das Einkupplerverhalten, wirkt sich jedoch auf die Ausrückkraft und Verschleißreserve der Kupplung aus. Für optimalen Komfort im Neuzustand, begrenzten Anstieg der Ausrückkraft bei Verschleiß und ausreichende Verschleißreserve sollte die Tellerfeder ein Kraftverhältnis von etwa 1 : 0,6 zwischen Tellerfederkraftmaximum und -minimum haben.

c) Kupplungsabhub

Durch Reduzierung des Kupplungsabhubs kann die Ausrückkraft ohne Minderung des Einkupplerkomforts meist wesentlich reduziert werden.

Empfohlen wird ein Abhub von ca. 1,2 mm.

Die Belagfederkennung muß dann dem reduzierten Abhub angepaßt werden.

d) Gezogene Kupplungen

Bei gezogenen Kupplungen kann die Ausrückkraft gegenüber gedrückten Kupplungen um ca. 12 % bei vergleichbarem Abhub vermindert werden, die u.U. im komplizierteren Ausrücksystem wieder verlorengelangen.

Als Vorteile der gezogenen Kupplung bleiben:

- einfacherer Aufbau und bessere Kühlung der Tellerfeder
- längere Tellerfederkennlinie möglich und damit höhere Verschleißreserve

Als Nachteile der gezogenen Kupplung sind zu beachten:

- aufwendigeres Ausrückersystem
- schwierige Montage und Demontage von Motor und Getriebe
- größerer axialer Trennweg zwischen Motor und Getriebe erforderlich durch den an der Kupplung befestigten Ausrücker

Damit bietet sich eine gezogene Kupplung sinnvoll eigentlich nur für die Bewältigung extrem hoher Leistungen bei begrenztem Einbauraum an, d.h. beschränkt sich auf große Kupplungen mit hoher Beanspruchung und großer notwendiger Verschleißreserve.

Angemessene Lebensdauer

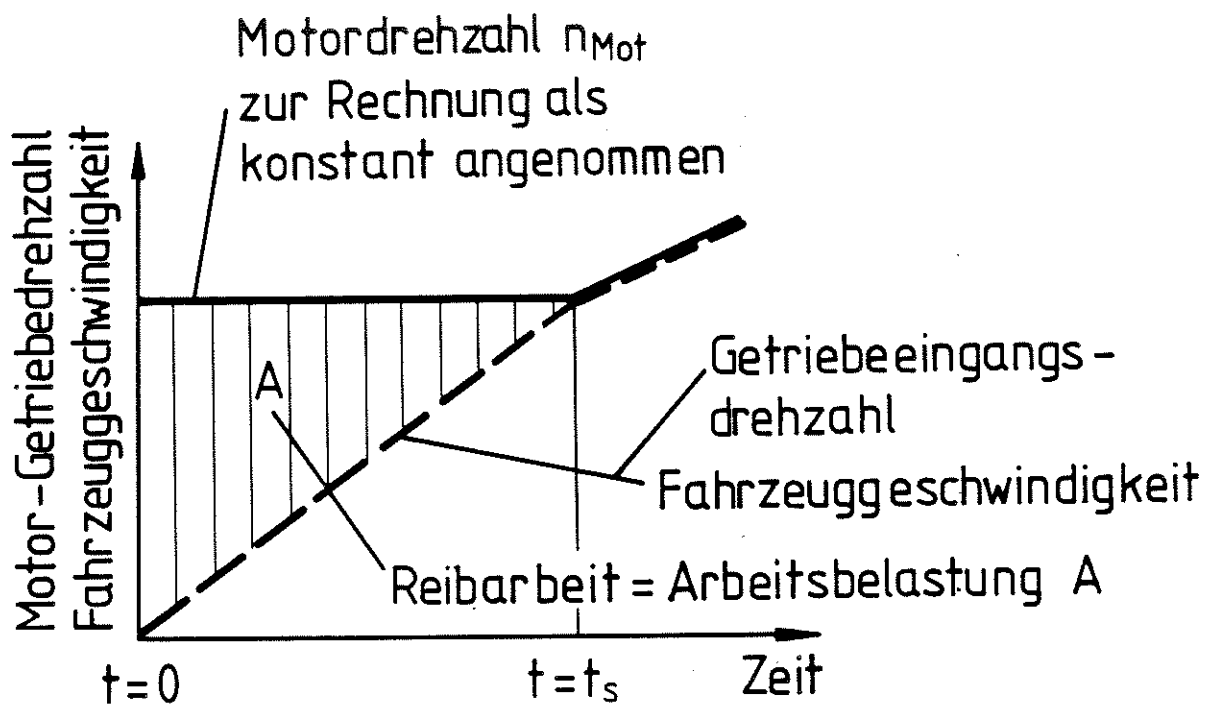
Sichere Übertragung des Motordrehmoments

Geringe Verluste im Ausrücksystem

Niedrige Ausrückkraft

Gutes Trennverhalten

Stoßfreies Einkuppeln



Arbeitsbelastung
$$A = \int_{t=0}^{t=t_s} M \times \omega_{rel.} \times dt$$

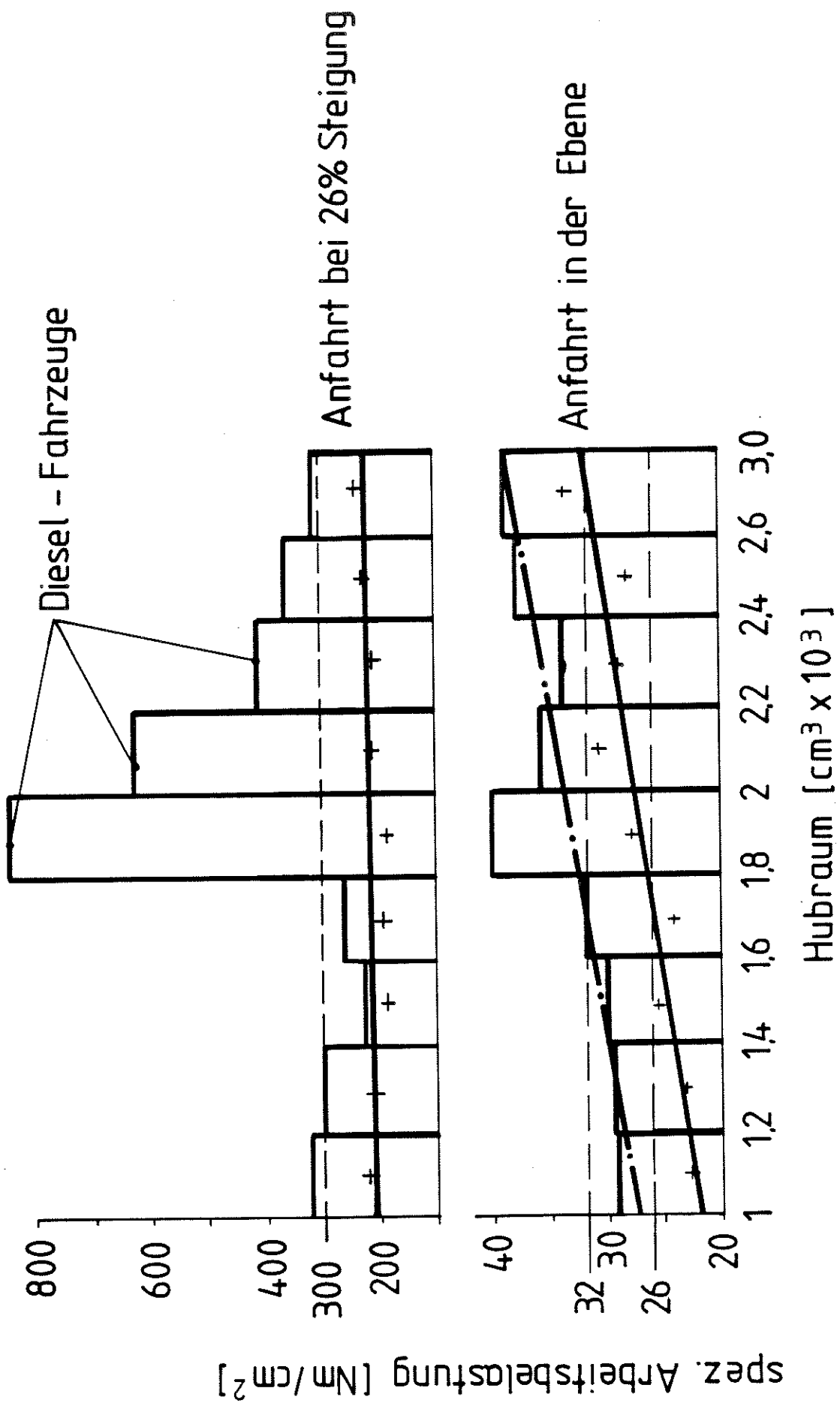
spez. Arbeitsbelastung
$$a = \frac{A}{F} = \frac{1}{F} \int_{t=0}^{t=t_s} M \times \omega_{rel.} \times dt$$

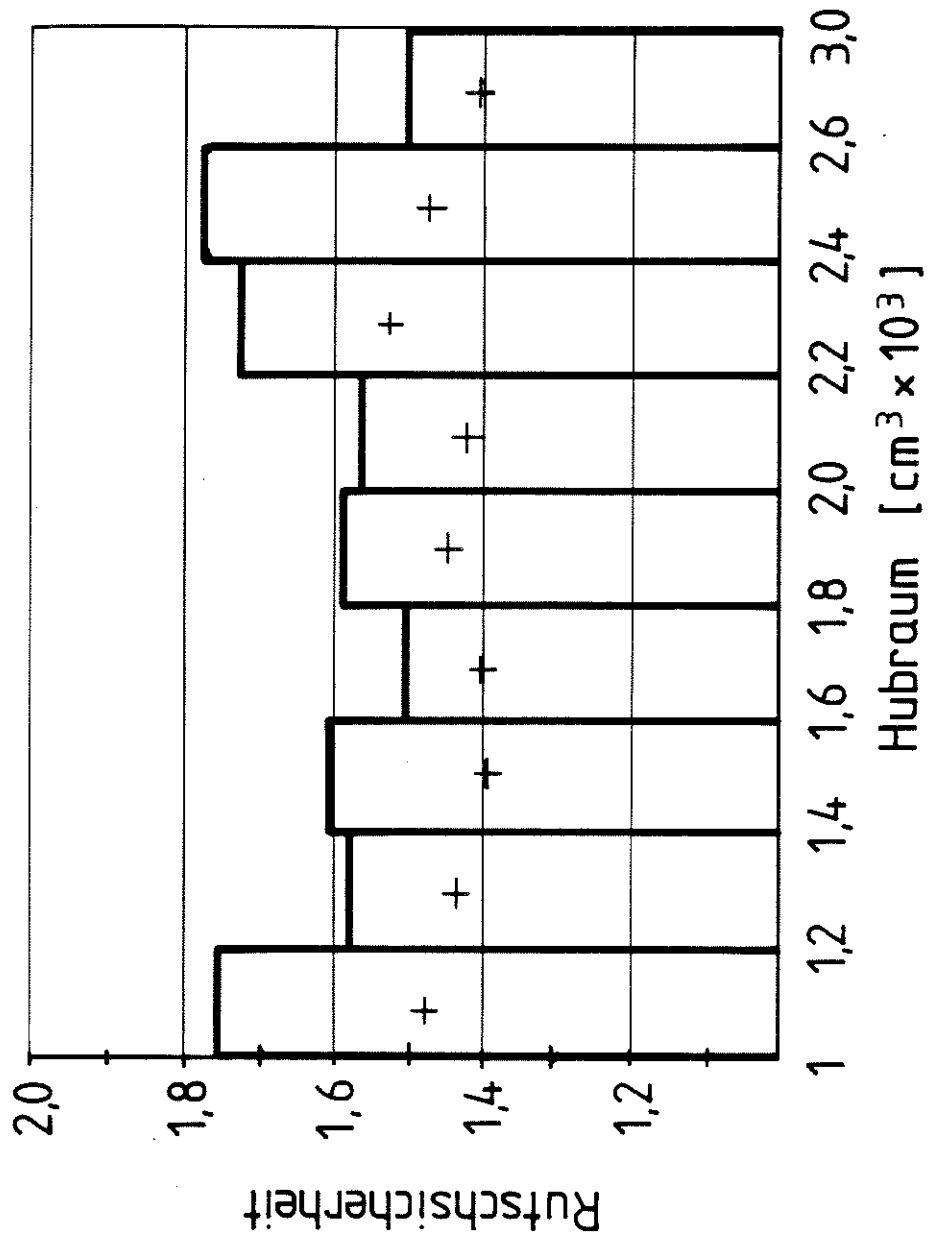
Motordrehzahl bei Anfahrt in der Ebene

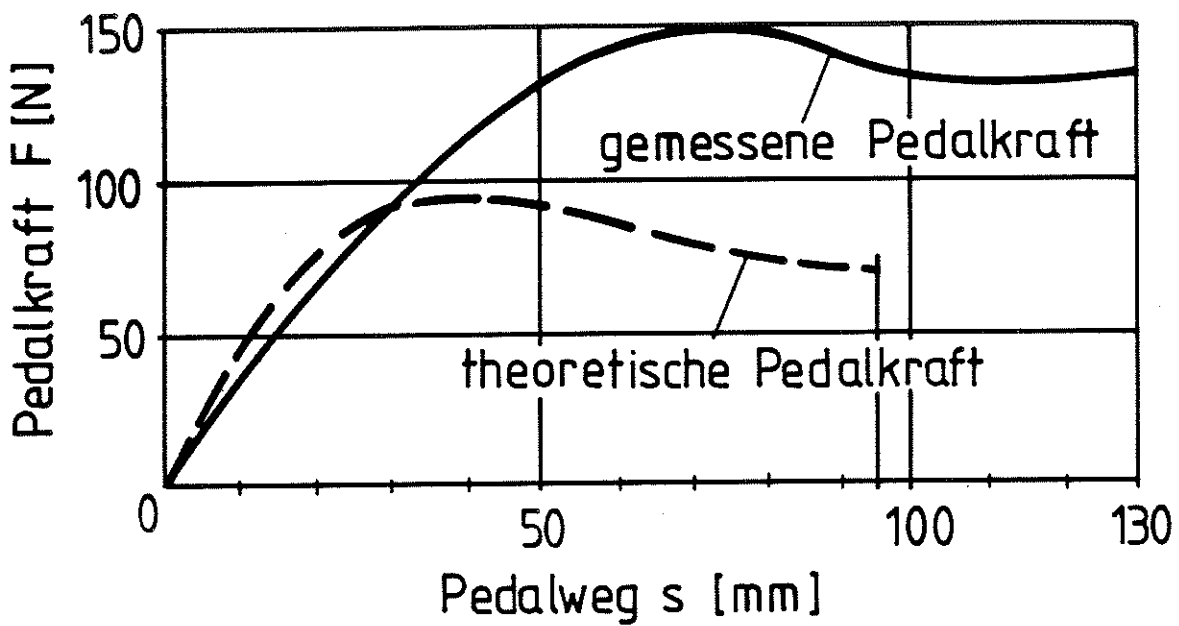
$$n_{Mot.} = \frac{1}{6} \text{ Motordrehzahl bei } M_{d_{max.}} + 1000 \text{ [U/min]}$$

Motordrehzahl bei Anfahrt am Berg bei 26% Steigung

$$n_{Mot} = \frac{1}{6} \text{ Motordrehzahl bei } M_{d_{max.}} + 2000 \text{ [U/min]}$$





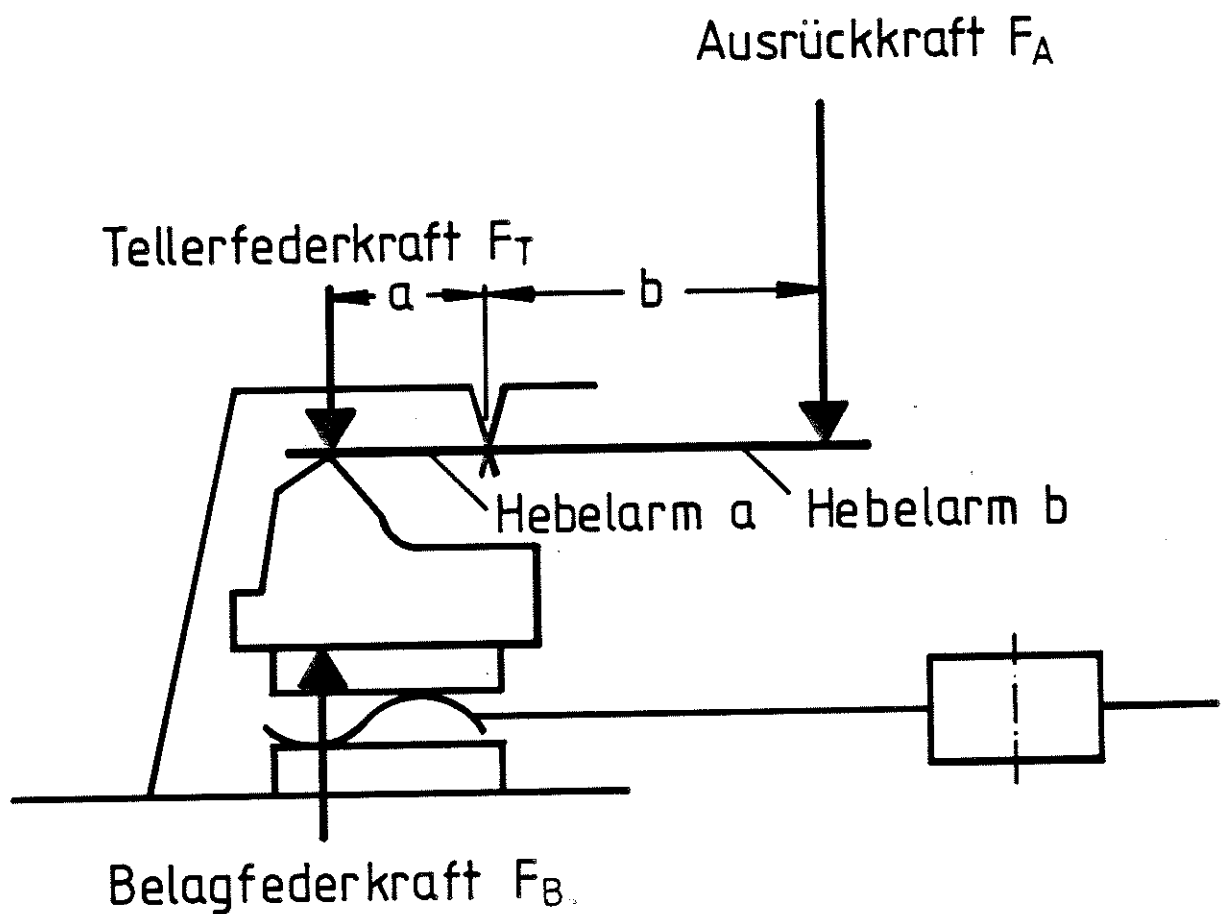


Ausrücksystem	Verluste		
	$V_{ges.} \%$	$V_F \%$	$V_S \%$
Mechanisch	32 ÷ 55	20 ÷ 35	15 ÷ 30
Hydraulisch	28 ÷ 40	15 ÷ 20	15 ÷ 25

$$V_F = \frac{\text{gemessene Pedalkraft} - \text{theoretische Pedalkraft}}{\text{gemessene Pedalkraft}} \times 100 \%$$

$$V_S = \frac{\text{gemessener Pedalweg} - \text{theoretischer Pedalweg}}{\text{gemessener Pedalweg}} \times 100 \%$$

$$V_{Ges} = 100 - \frac{(100 - V_F)(100 - V_S)}{100} \%$$



Momentengleichgewicht

$$(F_T - F_B) a = F_A \times b$$

Gleichung 1

$$F_T - F_B = F_A \times \frac{b}{a}$$

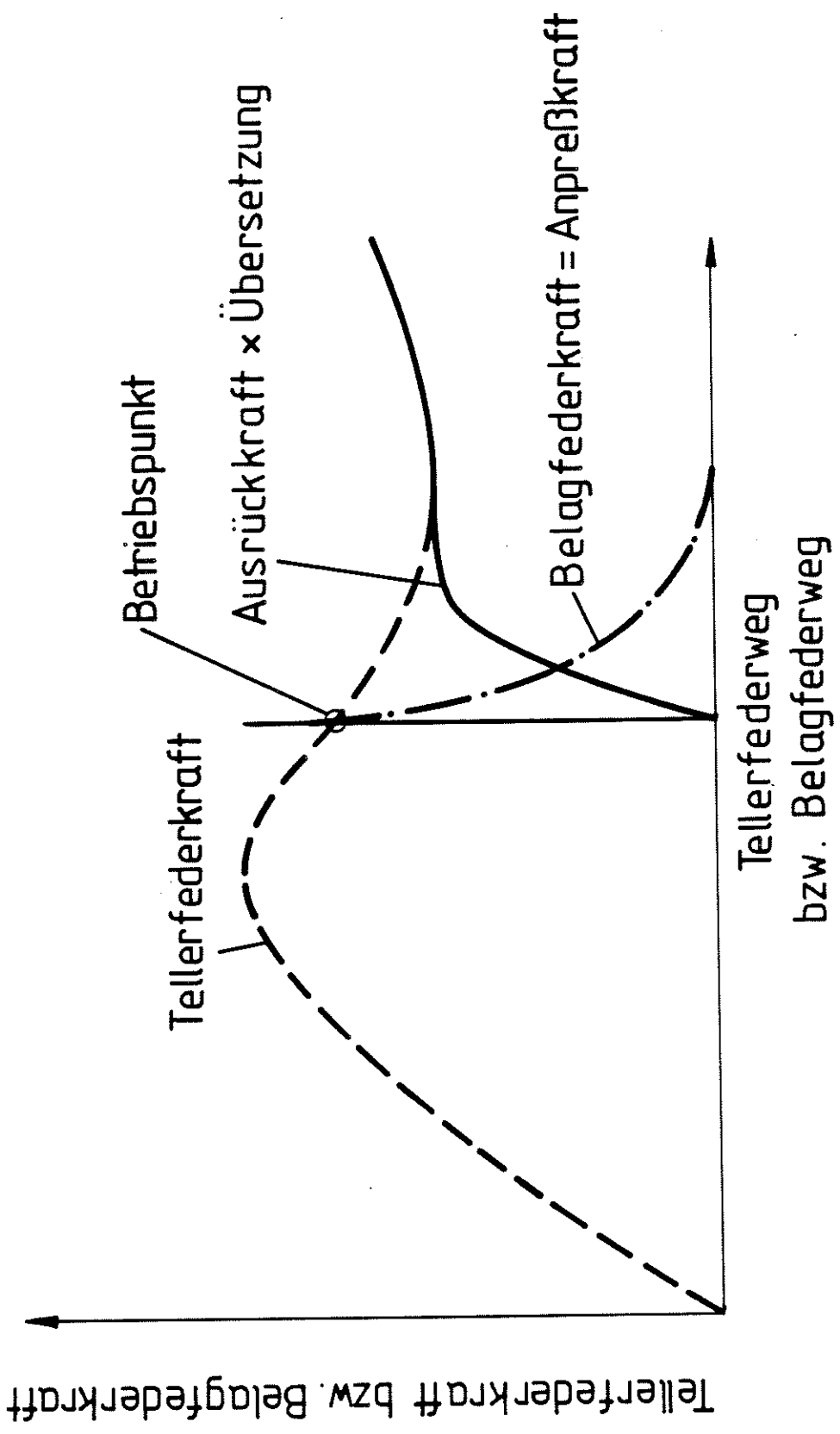
Gleichung 2

$$F_A = (F_T - F_B) \frac{a}{b}$$

Gleichung 3

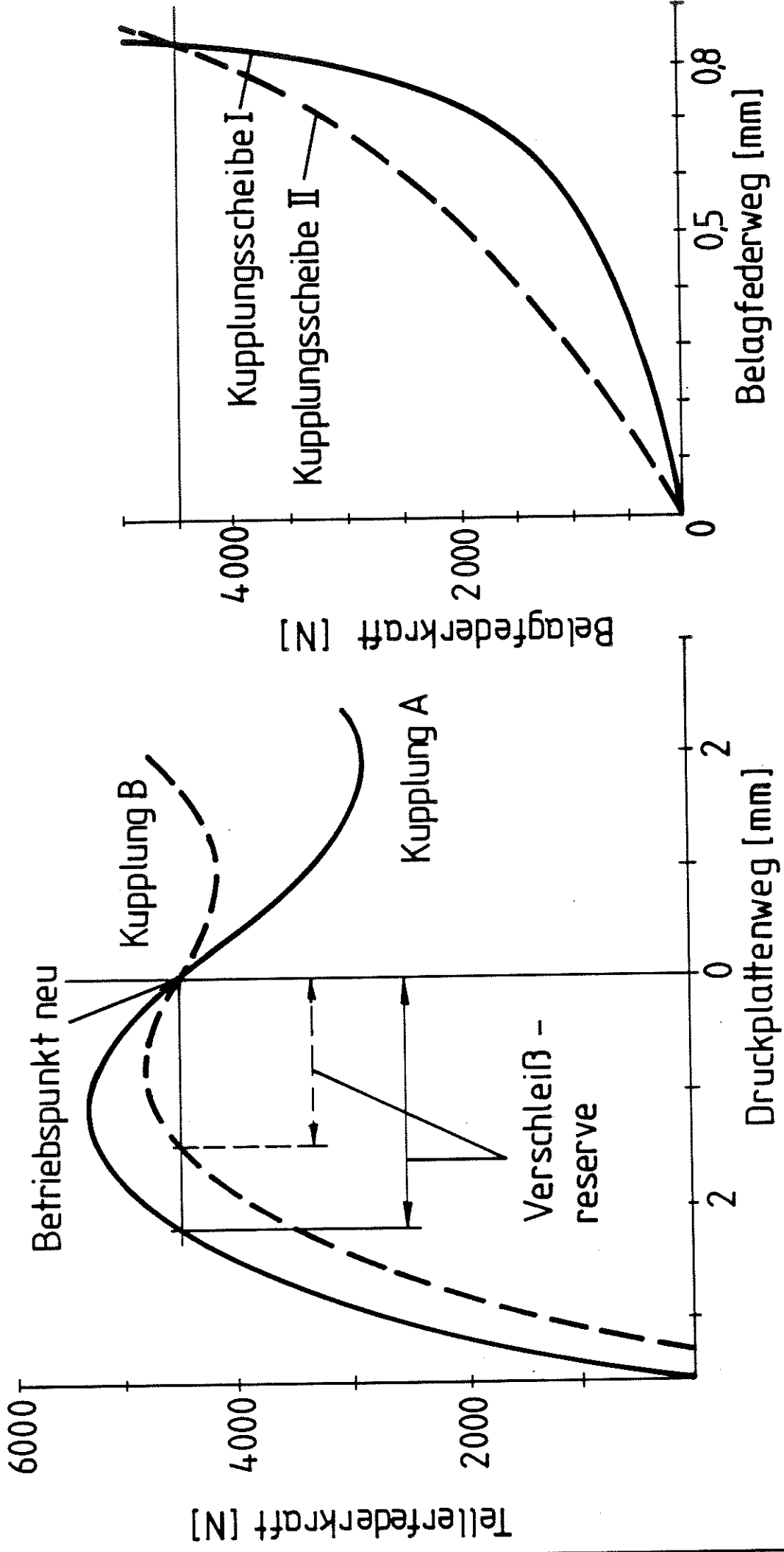
$$F_B = F_T - F_A \times \frac{b}{a}$$

Gleichung 4



Ermittlung der Ausrückkraft aus
Tellerfeder - und Belagfederkennlinie

07 04 86

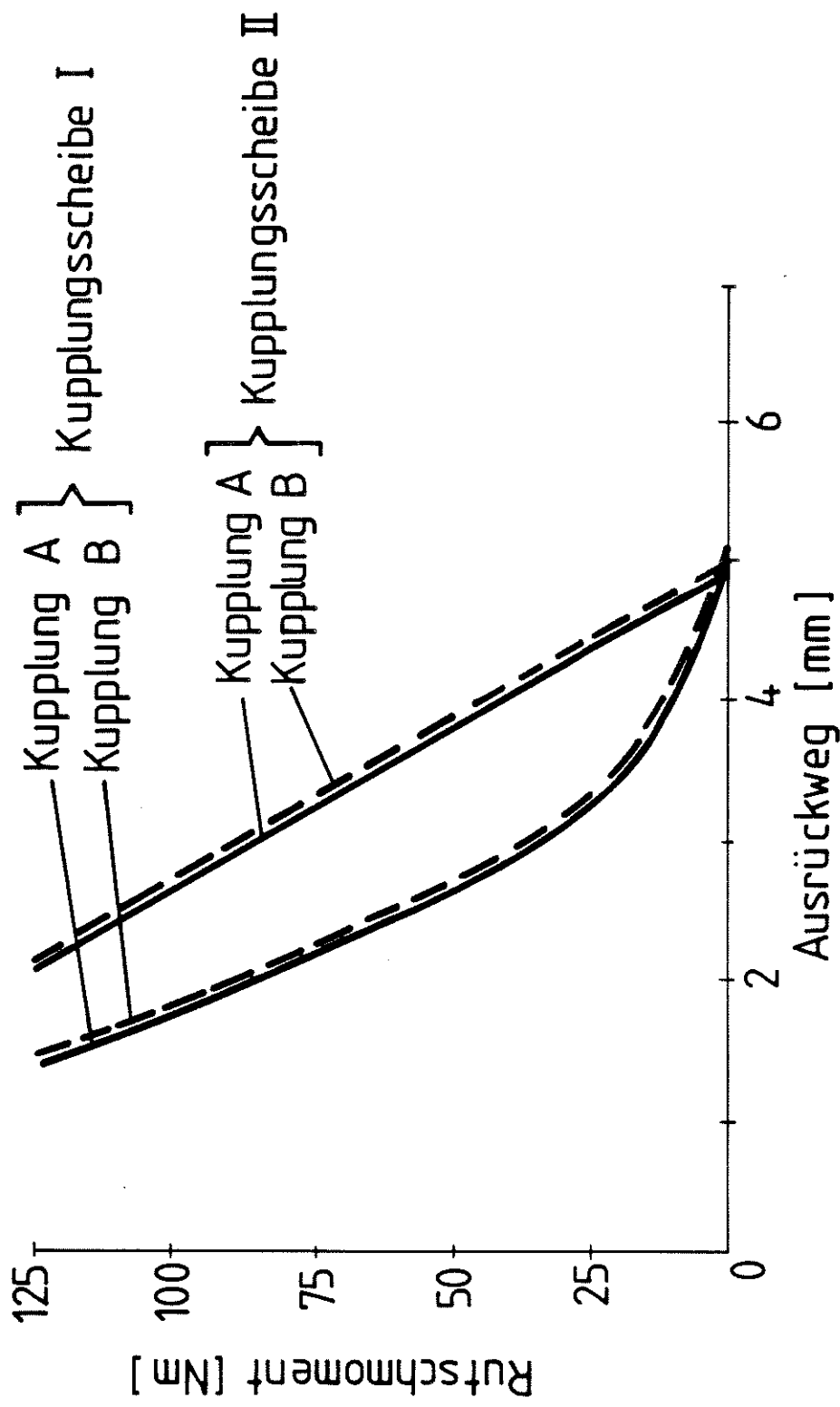


08 04 86

Tellerfederkennlinien

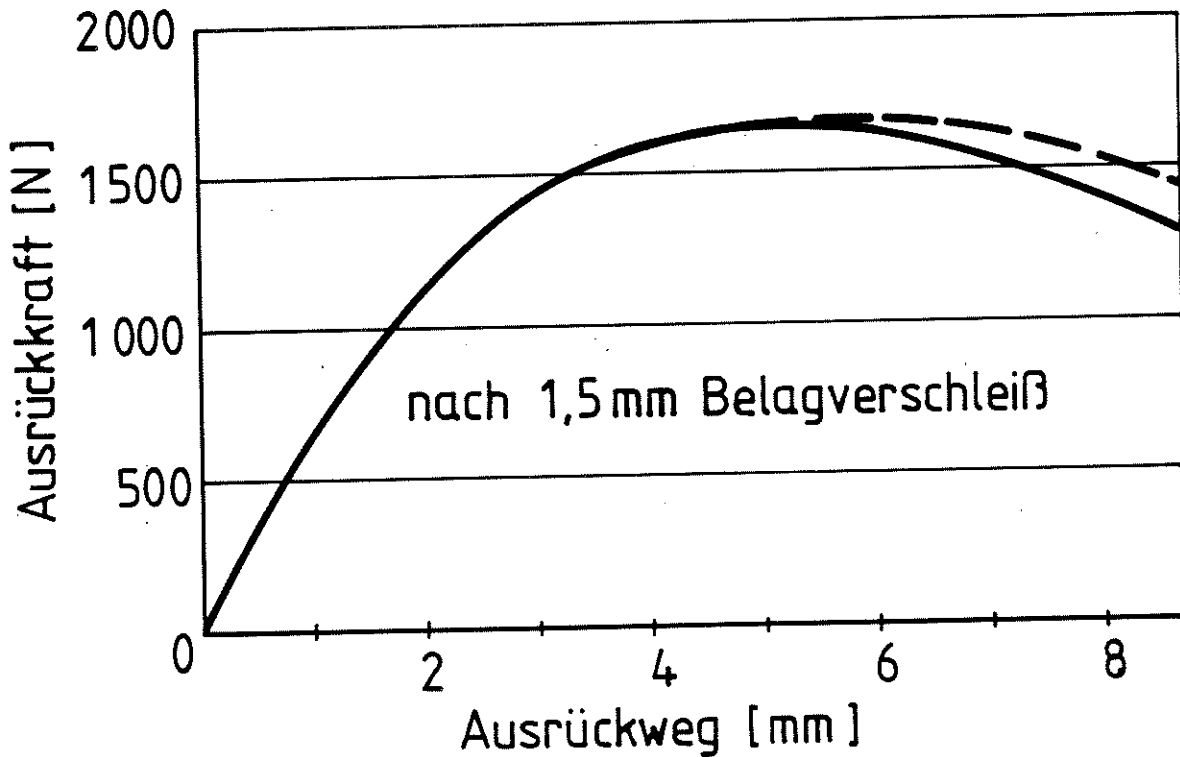
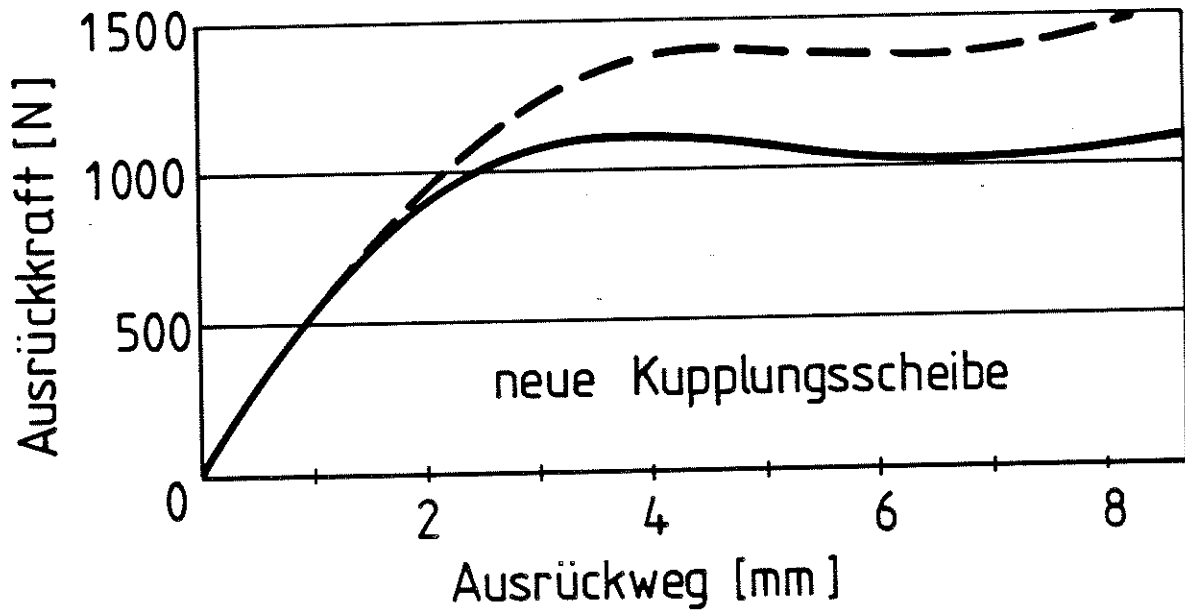
Belagfederkennlinien

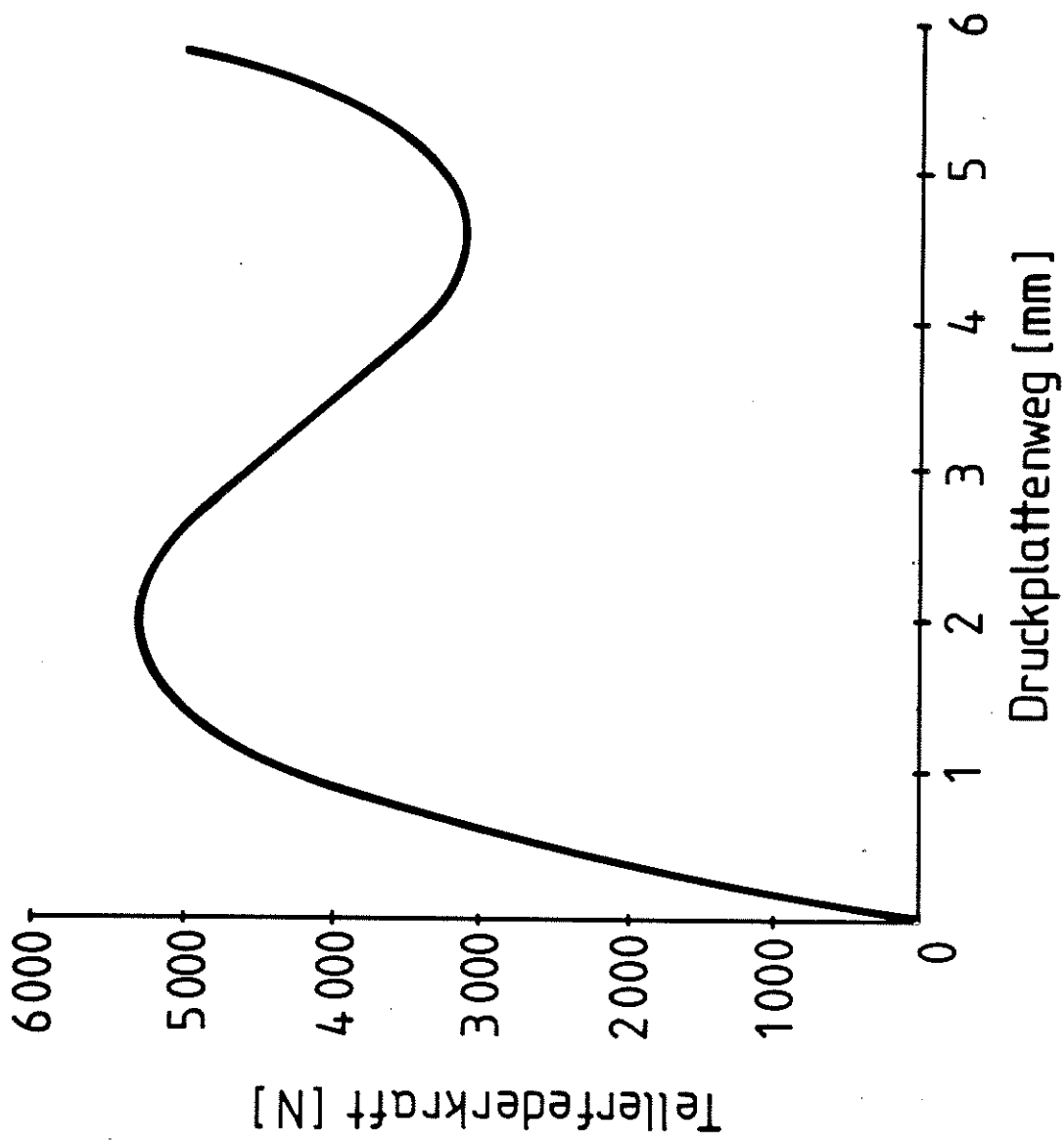


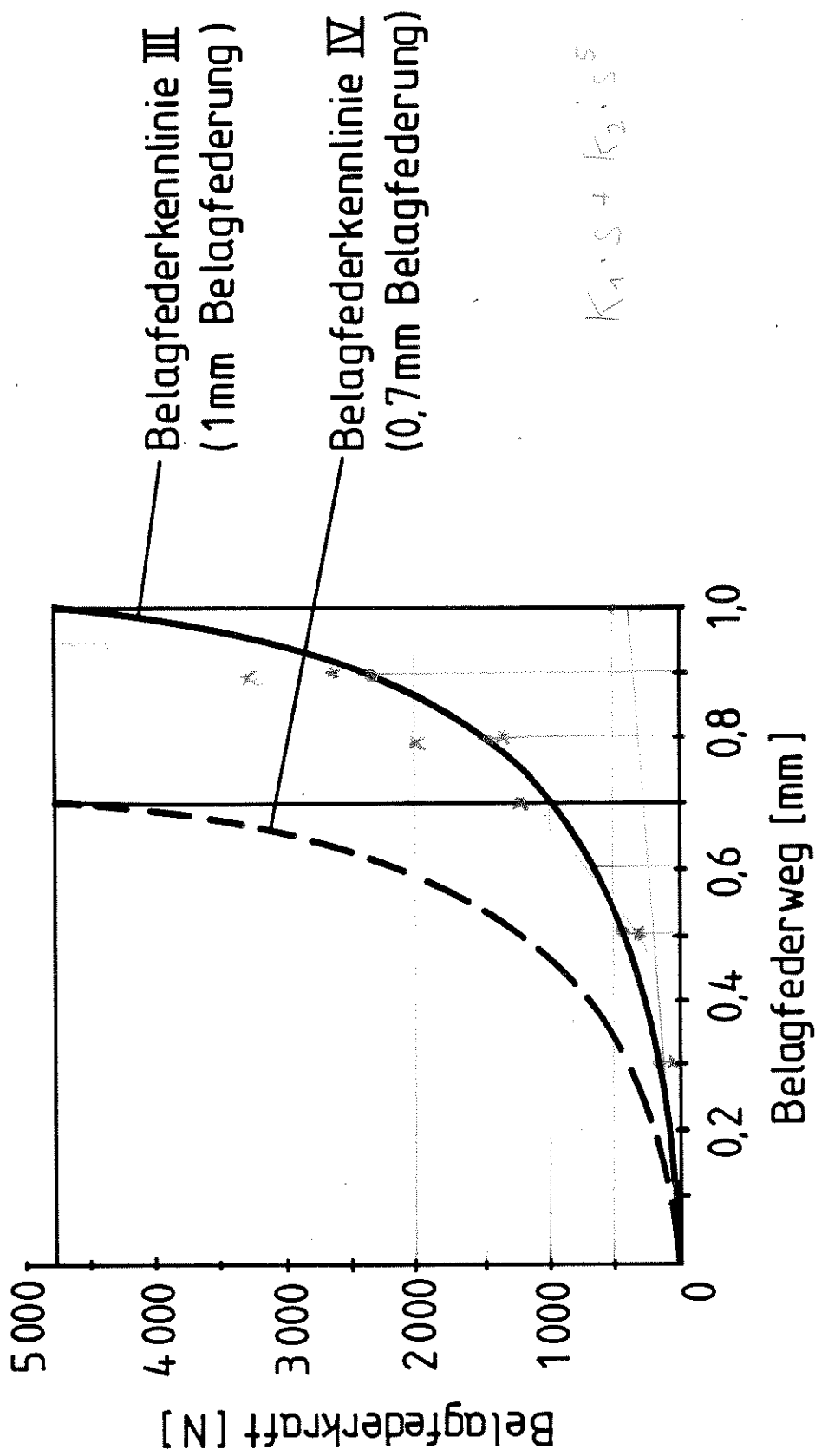


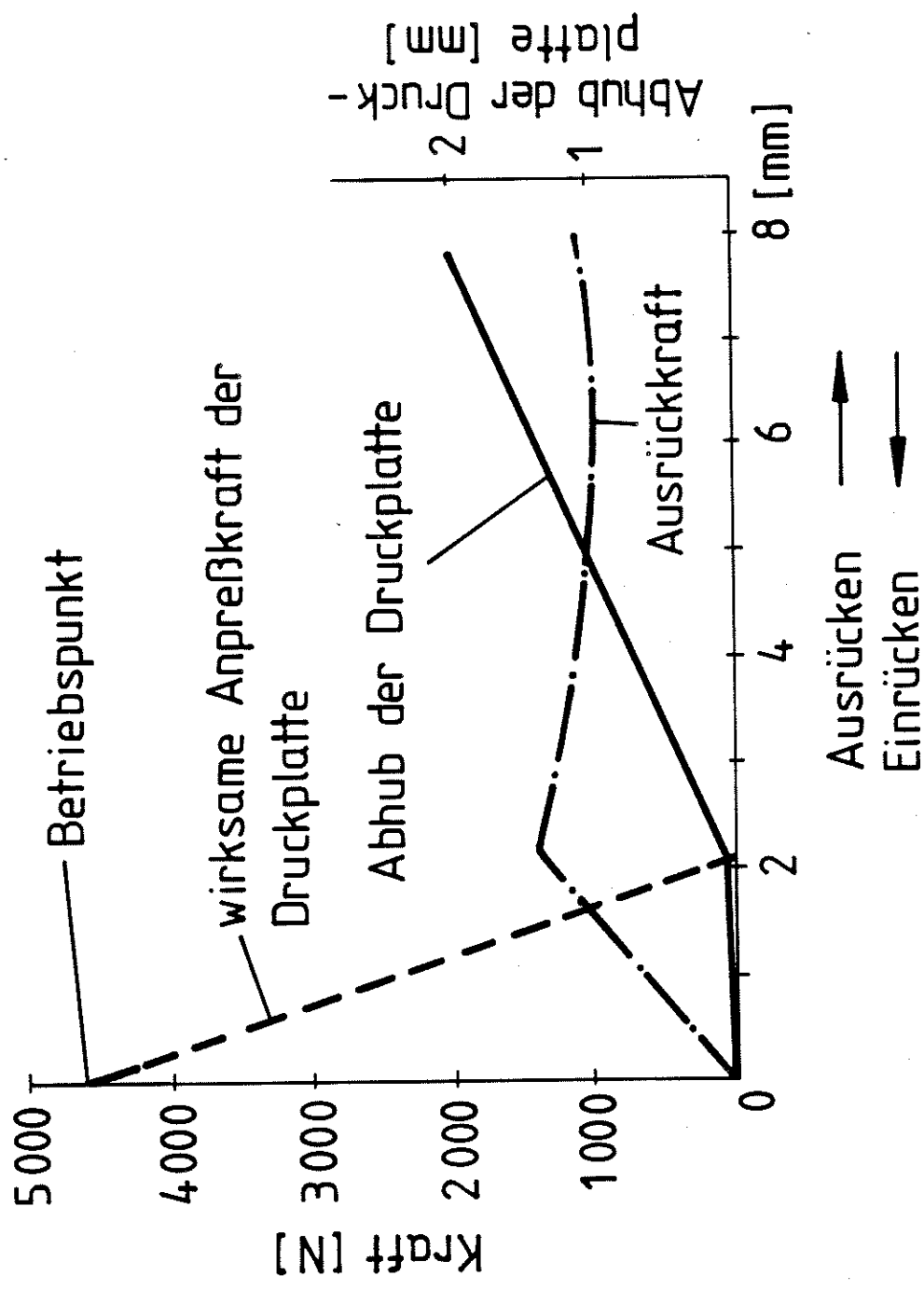
Rutschmomentvergleich

- Kupplung A
steile Tellerfederkennlinie
- - - Kupplung B
flache Tellerfederkennlinie







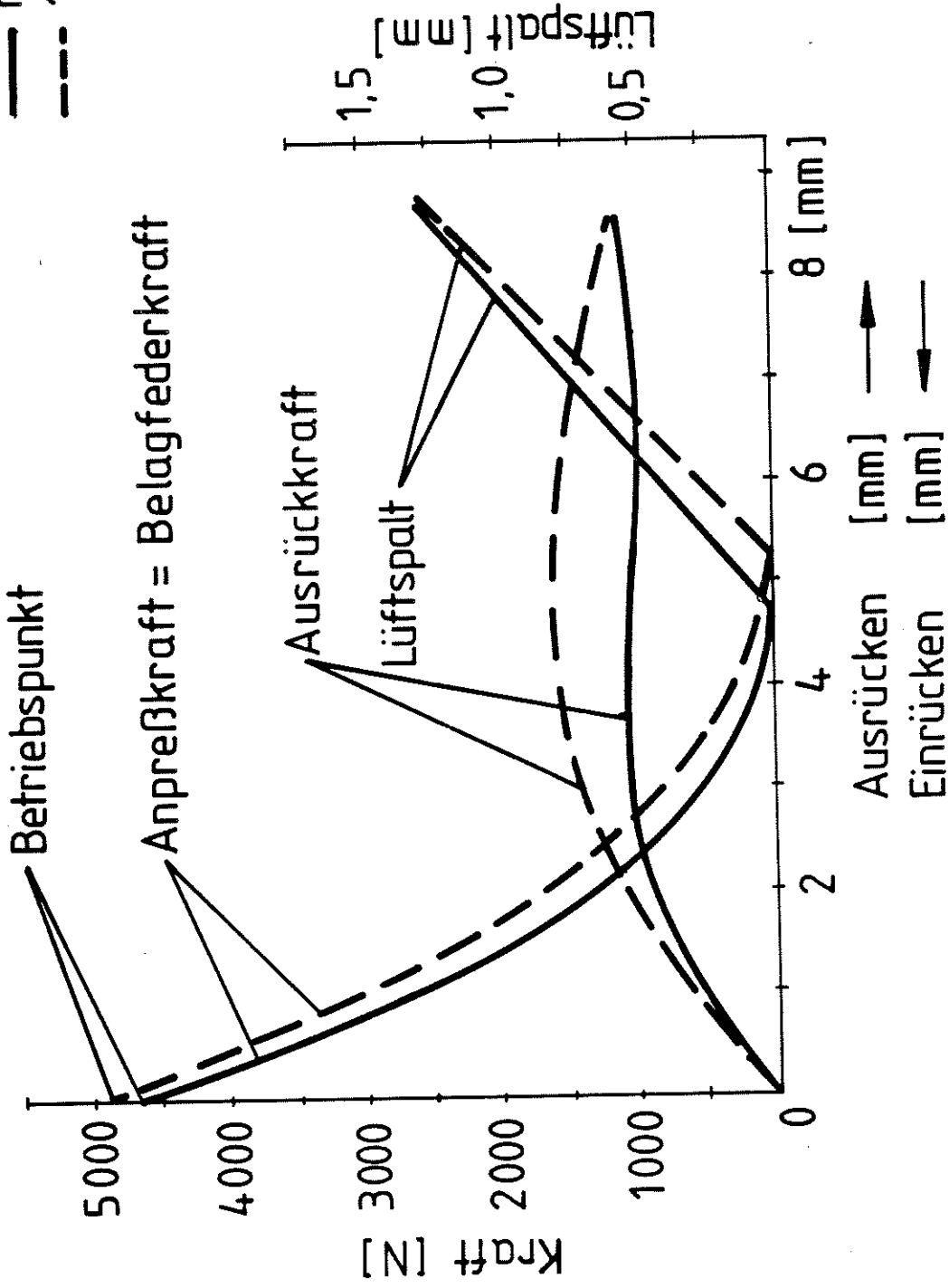


Kupplungskennlinien
ohne Belagfederwirkung

Betriebspunkt

— neu

- - - 1,5mm Belagverschleiß



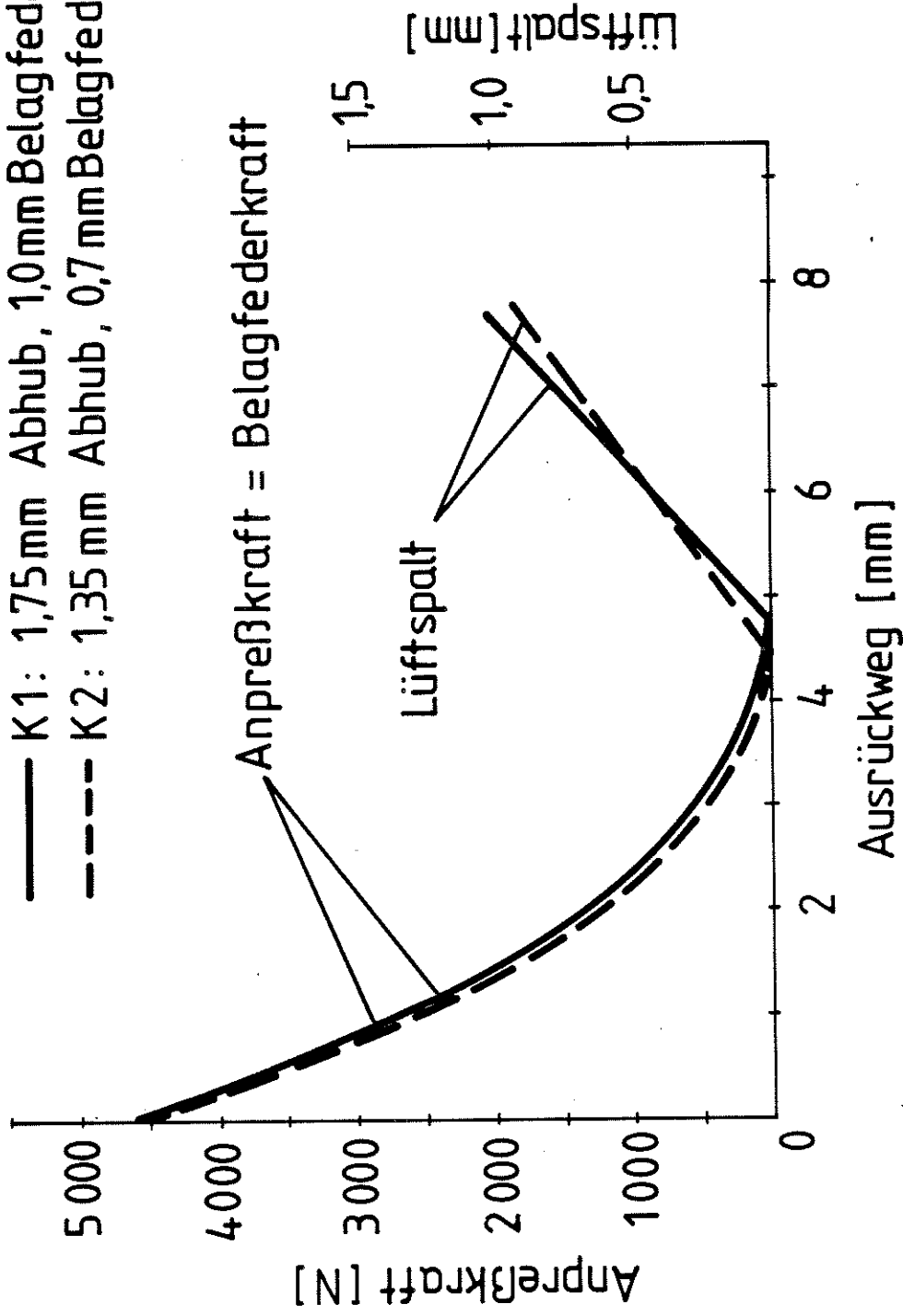
Anpreßkraft, Ausrückkraft und Lüftspalt
für Kupplung K1 (mit Belagfederkennlinie III)

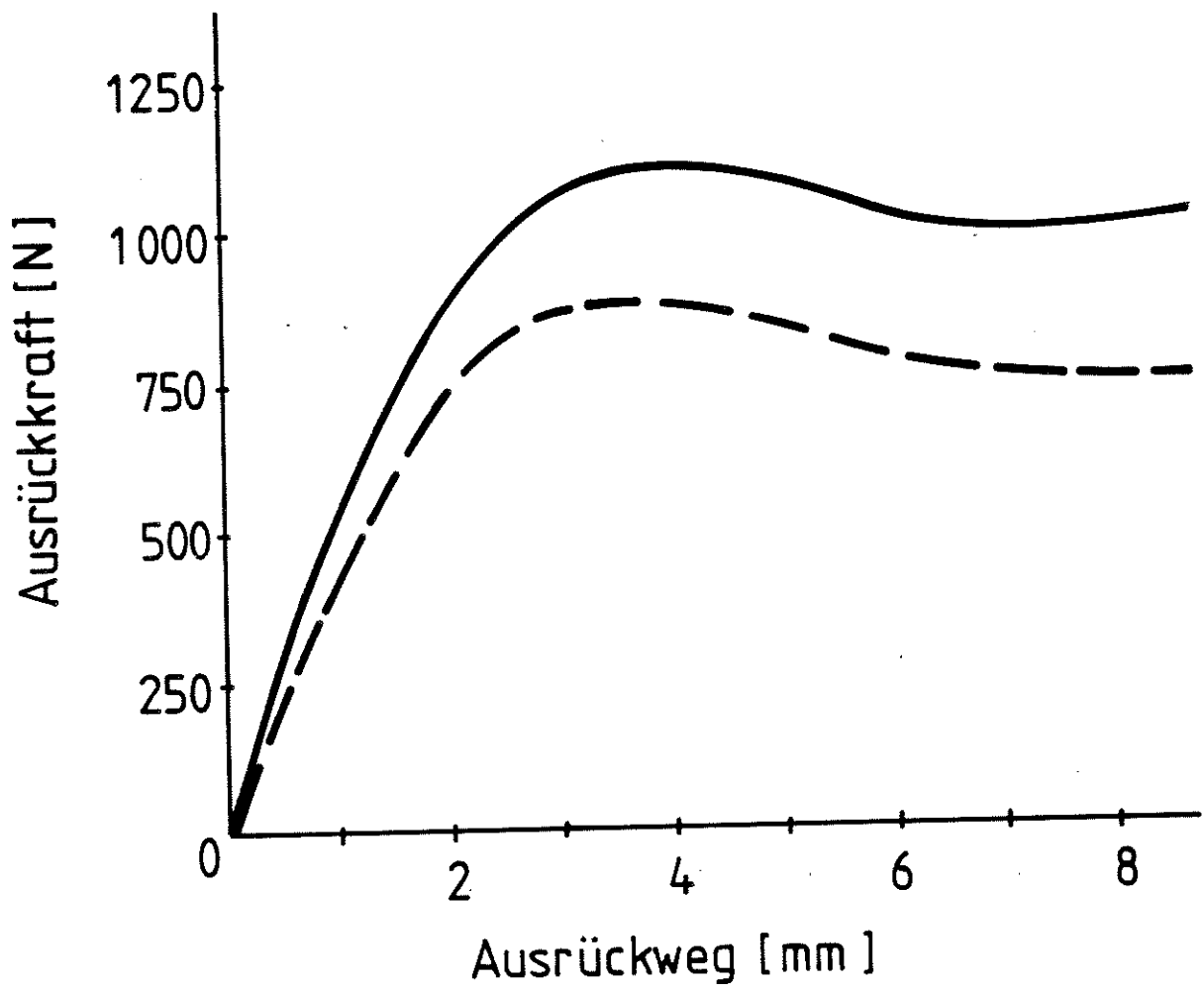
14 04 86

LUK

Kupplungsaggregat

- K1: 1,75 mm Abhub, 1,0 mm Belagfederung
- - - K2: 1,35 mm Abhub, 0,7 mm Belagfederung



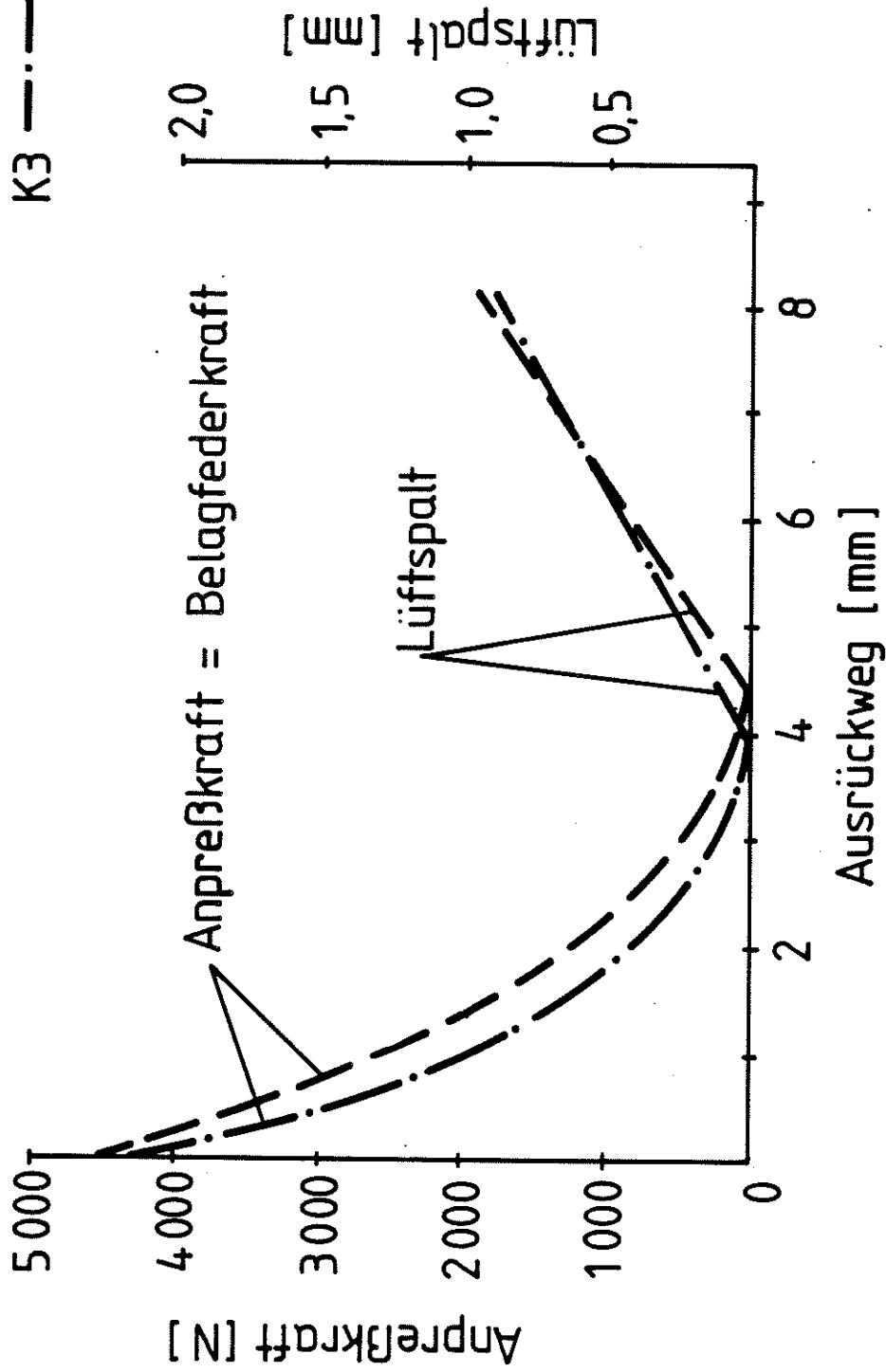


Kupplungsaggregat

— K1: gedrückt, 1,75 mm Abhub

- - - K2: gedrückt, 1,35 mm Abhub

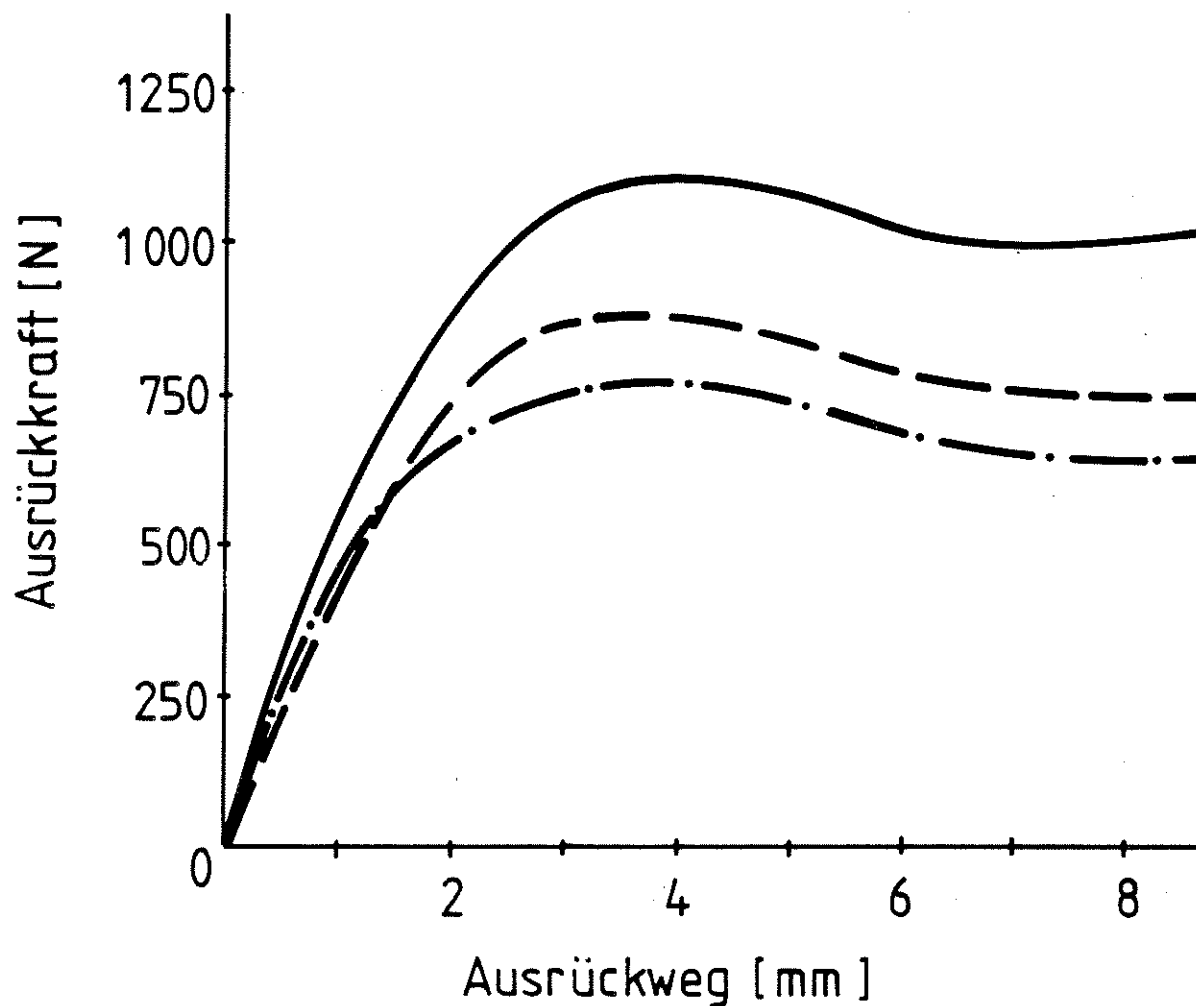
K2 --- gedrückt
 K3 -.-.- gezogen



Anpreßkraft und Lüftspalt
 für gedrückte Kupplung K2 und gezogene Kupplung K3

17 04 86

LUK



Kupplungsaggregat

— K1 : gedrückt , 1,75 mm Abhub

- - - K2 : gedrückt , 1,35 mm Abhub

- · - K3 : gezogen , 1,35 mm Abhub

- Spez. Arbeitsbelastung :

bei Anfahrt in der Ebene :

hubraumabhängig von $22 \text{ Nm/cm}^2 \div 40 \text{ Nm/cm}^2$

bei Anfahrt an 26% Steigung :

max. 300 Nm/cm^2

- Rutschsicherheit min. 1,2

- Steilheit der Tellerfederkennlinie $F_{\text{max.}} : F_{\text{min.}} = 1 : 0,6$

- Kupplungsabhub ca. 1,2 mm